

CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN ROTOR DE UN VENTILADOR
CENTRÍFUGO DE ALTA EFICIENCIA

ANDRES FELIPE ROMERO SALDAÑA
HUGO DANIEL CARRERO URREA

MODALIDAD TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

DIRECTOR:
ALEXANDER DIAZ ARIAS

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO DE GRADO
PEREIRA
2018

Nota de aceptación

Firma del director del proyecto

Firma del jurado

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	9
1. PARÁMETROS Y CRITERIO DE DISEÑO	11
1.1 DISEÑO DEL ROTOR	11
1.2 DISEÑO DE TRANSMISION Y EJE	19
2. PARÁMETROS Y CRITERIO DE FABRICACIÓN	21
2.1 MARCO CONCEPTUAL	21
2.2 ECUACIONES DE BALANCEO	22
2.3 TIPOS DE DESBALANCE	23
2.3.1 Desbalanceo estático	24
2.3.2 Desbalanceo en dos planos o dinámico	25
2.4 DISEÑO PREVIO	26
2.5 METODOLOGÍA DE FABRICACIÓN	27
2.5.1 Fabricación del rotor	27
2.5.2 Arandela, disco y álabes	28
2.5.3 Brida	29
2.5.4 Balanceo	29
3. BANCO DE ENSAYO E INSTRUMENTACIÓN DE LAS PRUEBAS	33

4. RESULTADOS DE LOS ENSAYOS	41
4.1 PROCEDIMIENTO	41
5. ANÁLISIS DE RESULTADOS	47
5.1 FORMATO EXCEL	47
5.2 CURVA CARACTERÍSTICA	48
5.3 ANÁLISIS EN ANSYS	51
5.3.1 Procedimiento	51
5.4 RESULTADOS ESPERADOS	59
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	61
7. BIBLIOGRAFÍA	63
8. ANEXOS	65

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Partes del montaje	21
Figura 2. Fuerza de inercia y sus momentos	23
Figura 3. Desbalance estático	24
Figura 4. Desbalance dinámico	25
Figura 5. Fabricación arandela y disco	28
Figura 6. Balanceo del rotor	30
Figura 7. Rotor con masas de prueba	31
Figura 8. Túnel de viento	33
Figura 9. Banco de pruebas	34
Figura 10. Pinza amperimétrica	35

Figura 11. Anemómetro	36
Figura 12. Manómetro inclinado	37
Figura 13. Variador de velocidad	38
Figura 14. DSP Logger mx 300	39
Figura 15. Tacómetro	40
Figura 16. Divisiones del túnel	41
Figura 17. Montaje para medición de potencia (conexión en Y)	42
Figura 18. Líneas neutras y fases del motor	42
Figura 19. Curva característica 1200 rpm	43
Figura 20. Curva característica 1400 rpm	44
Figura 21. Curva característica 1600 rpm	44
Figura 22. Curva característica 1800 rpm	45
Figura 23. Curva característica 2000 rpm	45
Figura 24. Curva característica 2200 rpm	46
Figura 25. Curva con números adimensionales	46
Figura 26. Curva característica 2000 rpm	49
Figura 27. Curva característica de isoeficiencia	50
Figura 28. Curvas de diseño	51
Figura 29. Ventilador con área fija	52
Figura 30. Esfuerzos máximos en el eje radial z	53
Figura 31. Esfuerzos máximos en el eje tangencial x	54
Figura 32. Detalles de la deformación direccional en el eje y	55
Figura 33. Respuesta en frecuencia del rotor	56
Figura 34. Respuesta en frecuencia análisis	57
Figura 35. Detalles de la respuesta en frecuencia	58

GLOSARIO

Z: Número de álabes

β_2 : Ángulo de descarga

\forall : Caudal

TP: Presión total

SP: Presión estática

N: Revoluciones por minuto

Φ_R : Coeficiente de caudal

Ψ_R : Coeficiente de energía

D_2 : Diámetro de salida

b_1 : Ancho del rotor a la entrada

U_2 : Velocidad periférica o tangencial del rodete

η_h : Eficiencia hidráulica

η_v : Eficiencia volumétrica

η_m : Eficiencia mecánica

η_t : Eficiencia total

P: Cantidad de desbalance

m: Masa

r: Radio

RVU: Relación entre V y U

RD: Relación entre D_1 y D_2

RVR: Relación entre V_{r2} y V_{r1}

H_{st} : Altura estática

H_t : Altura total

D_1 : Diámetro interno del rotor

\forall_f : Caudal de fugas

V_a : Velocidad de aspiración

H_{st} : Altura estática

V_{r2} : Velocidad radial a la salida del rotor

b_2 : Ancho del rotor a la salida

V_{r1} : Velocidad radial a la entrada del rotor

b_1 : Ancho del rotor a la entrada

β_1 : Ángulo entre W y U

W : Velocidad tangente a la línea media del alabe

U : velocidad tangente al diámetro del rotor

V_{u2} : Velocidad tangente a la salida del rotor

H : Constante de pérdida

K : Constante politrópica

\hat{w}_{Md} : Pérdidas por el disco

ω : Velocidad angular

Q : Caudal

Vel Prom: Velocidad promedio

WHP: Potencia con pérdidas

BHP: Potencia al freno

EFM: Eficiencia mecánica

RESUMEN

Este proyecto pretende desarrollar la construcción y las pruebas de un rotor de un ventilador centrífugo de alta eficiencia, el cual está basado en un diseño previamente elaborado que tiene como finalidad el aumento en la eficiencia total, su metodología de construcción involucra tanto la fabricación y unión de cada una de sus partes llevada a cabo en la empresa de Solomoflex ubicada en Dosquebradas Risaralda, hasta el proceso de balanceo para el cual se dispone de la ayuda del ingeniero Hecto Fabio Quintero. Las pruebas se realizaron en las instalaciones del laboratorio de máquinas térmicas de la Universidad Tecnológica de Pereira, allí se cuenta con la instrumentación necesaria para las mediciones. Para la caracterización del rotor se toma como base las guías elaboradas por el ingeniero Carlos Alberto Orozco y se determina que su eficiencia no coincide con la esperada en el diseño previo, por tal motivo se especifican algunas razones que explican este resultado entre ellas su dimensionamiento.

PALABRAS CLAVE: ROTOR, CONSTRUCCION, PUESTA EN MARCHA, PRUEBAS, DISEÑO PREVIO, DIMENSIONAMIENTO.

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto tiene como principal objetivo desarrollar la construcción y las pruebas del rotor de un ventilador centrífugo de alta eficiencia tomando como base un diseño previo elaborado con el fin de una mejora en su eficiencia total.

La construcción se lleva a cabo siguiendo los planos preestablecidos y elaborados en el diseño previo [7] a excepción de algunas modificaciones que debieron establecerse como una optimización del mismo.

Para una construcción eficiente es necesaria la ayuda de personal capacitado y con experiencia en la construcción de rotores debido a su complejidad y la cantidad de problemas que se pueden llegar a tener durante su proceso

Las pruebas se realizan en el laboratorio de máquinas térmicas de la universidad Tecnológica de Pereira la cual dispone de la instrumentación necesaria para llevar a cabo la toma de datos y así poder establecer y aplicar los lineamientos planteados en las guías elaboradas por el ingeniero OROZCO [1] con el fin de caracterizar el rotor.

El presente proyecto toma como base la construcción de un rotor de alta eficiencia con álabes inclinados hacia atrás, independientemente del fin que le dé un tercero al respectivo ventilador. Cabe aclarar que los ventiladores son de suma importancia, por lo cual, son estudiados en diferentes campos y la metodología de su construcción puede variar.

1. PARÁMETROS Y CRITERIO DE DISEÑO

1.1 DISEÑO DEL ROTOR.

El diseño del rotor fue realizado con base en la metodología de las guías del ingeniero Carlos Alberto Orozco [4] y siguiendo los lineamientos planteados por WANG [5], fue tomado en cuenta el diseño establecido por Díaz y Sánchez

$$Z = 9 \text{ álabes}$$

$$\beta_2 = 53^\circ$$

$$\dot{V} = 860 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$SP = 1 \text{ in.c.h}_2\text{O}$$

$$N = 1469 \text{ RPM}$$

$$\phi_R = 0,701$$

$$\psi_R = 0,3715$$

$$D_2 = 12,25 \text{ in}$$

$$RD = 0,8$$

$$RVR = 0,8$$

$$\eta_h = 0,7$$

$$K_v = 0,4935$$

$$K_a = 0,55$$

$$K_r = 0,25$$

$$K_d = 0,4$$

$$C_1 = 0,05$$

$$\delta = 0,25$$

$$C_d = 0,6$$

Con el fin de mejorar la eficiencia total fue incrementada la eficiencia hidráulica y conservando los parámetros de dimensionamiento se modificó únicamente el número de álabes (Z) y su ángulo de salida (β_2)

$$Z = 14 \text{ álabes}$$

$$\beta_2 = 44,5^\circ$$

$$\dot{V} = 860 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$SP = 1 \text{ in.c.h}_2\text{O}$$

$$N = 1469 \text{ RPM}$$

$$\Phi_R = 0,701$$

$$\Psi_R = 0,3715$$

$$D_2 = 12,25 \text{ in}$$

$$RD = 0,8$$

$$RVR = 0,8$$

$$\eta_h = 0,75$$

$$K_v = 0,4935$$

$$K_a = 0,55$$

$$K_r = 0,25$$

$$K_d = 0,4$$

$$C_1 = 0,05$$

$$\delta = 0,25$$

$$C_d = 0,6$$

$$RVU = 0,22$$

Los cálculos que fueron realizados para la construcción del rotor arrojaron los siguientes resultados

Altura estática

$$H_{st} = 0,833_{ft}$$

Velocidad periférica

$$U_2 = 72,48 \frac{ft}{s}$$

Cabeza total entregada por el ventilador

$$H_T = 73,2813 \text{ ft.c.aire}$$

Eficiencia hidráulica

$$\eta_h = 0,7288$$

Diámetro interno del rotor

$$D_1 = 0,8166 \text{ ft}$$

Caudal de fugas

$$V_f = 74,1972 \frac{ft^3}{min}$$

Para el cálculo del caudal de fugas se hizo la asunción de $C_d = 0,6$ y $\delta = 0,25$ in según [1]

Eficiencia volumétrica

$$\eta_v = 0,9205$$

Velocidad de aspiración con $K_v = 0,4935$ según [3]

$$V_a = 32,9621 \frac{ft}{s}$$

Diámetro de aspiración

$$D_a = 0,7755 ft$$

Velocidad radial a la salida del álabe del rotor

$$V_{r2} = 15,9456 \frac{ft}{s}$$

Ancho del rotor

$$b_2 = 0,2805 \text{ ft} = 8,55 \text{ cm}$$

Velocidad radial a la entrada del álabe del rotor

$$V_{r1} = 19,932 \frac{ft}{s}$$

Velocidad periférica a la entrada del rotor

$$U_1 = 62,81 \frac{ft}{s}$$

Ancho del rotor a la entrada

$$b_1 = 0,2803 \text{ ft} = 8,543 \text{ cm}$$

Ángulo obtenido del triángulo de velocidades con anchos de entrada y salida constantes.

$$\beta_1 = 17,6062^\circ$$

De acuerdo a lo asumido anteriormente, se encuentra en el rango esperado $15^\circ < \beta_1 < 35^\circ$ según MASANA [2].

Velocidades del rotor con base en el triángulo de velocidades

$$V_1 = V_{r1} = 19,932 \frac{ft}{s}$$

$$W_1 = 71,6386 \frac{ft}{s}$$

$$W_2 = 22,7498 \frac{ft}{s}$$

$$V_{u2} = 56,2536 \frac{ft}{s}$$

$$V_3 = 15,9456 \frac{ft}{s}$$

$$V_2 = 58,4699 \frac{ft}{s}$$

Se asumieron los siguientes parámetros según [3]

$$K_v = 0,4935$$

$$K_a = 0,55$$

$$K_r = 0,25$$

$$K_d = 0,4$$

$$C_1 = 0,05 \text{ (Ventilador de baja presión)}$$

Pérdidas en ft.c.aire

$$H_a = 8,4423 \text{ ft. c. aire}$$

$$H_r = 9,2858 \text{ ft. c. aire}$$

$$H_d = 11,2393 \text{ ft. c. aire}$$

$$H_z = 102,2487 \text{ ft. c. aire}$$

Chequeo de la eficiencia hidráulica

$$\eta_h = 0,7167$$

El valor de la eficiencia hidráulica fue de 72,88%, similar a la eficiencia hidráulica calculada a partir de los triángulos de velocidades siendo este de un valor de 71,67%, presentando un error de 1,21% < 5% criterio de MASANA [2] el cual se considera aceptable.

Pérdidas por el disco

$$\hat{w}_{Md} = 2,1^{-3}HP$$

Eficiencia mecánica

$$\eta_m = 0,944$$

Eficiencia total

$$\eta_t = 0,6227$$

La eficiencia total obtenida por ARAUJO BURBANO [8] fueron:

$$\eta_h = 63,35\%$$

$$\eta_m = 94,99\%$$

$$\eta_v = 92,05\%$$

$$\eta_t = 60,64\%$$

Las eficiencias obtenidas por DIAZ Y ARIAS [3] fueron las siguientes:

$$\eta_h = 63,97\%$$

$$\eta_m = 60\%$$

$$\eta_v = 92\%$$

$$\eta_t = 60\%$$

1.2 DISEÑO DE TRANSMISIÓN Y EJE

El diseño fue presentado como una optimización, por lo tanto fueron utilizadas las mismas instalaciones.

Eje calibrado de acero 1020 de 1" de diámetro.

2. PARÁMETROS Y CRITERIOS DE FABRICACIÓN

2.1 MARCO CONCEPTUAL

El proceso de construcción de un rotor se debe llevar a cabo por personal que haya tenido la experiencia de elaboración por mucho tiempo, o que sean muy capaces y conscientes de la precisión y el cuidado que se debe tener en cuenta, ya que es un proceso dispendioso en el cual no se pueden cometer errores y así poder afectar la calidad de su diseño, un error y puede producir pandeo en el material y provocar así un desbalanceo permanente, el proceso en la aplicación de la soldadura también debe hacerse con su debido cuidado ya que también puede producir pandeo o incluso una mala soldadura puede afectar el funcionamiento o desprendimiento de una de las piezas, donde los álabes son los más involucrados debido a que cada una debe llevar un cordón de soldadura por ambos lados una vez se vayan a complementar con el disco.

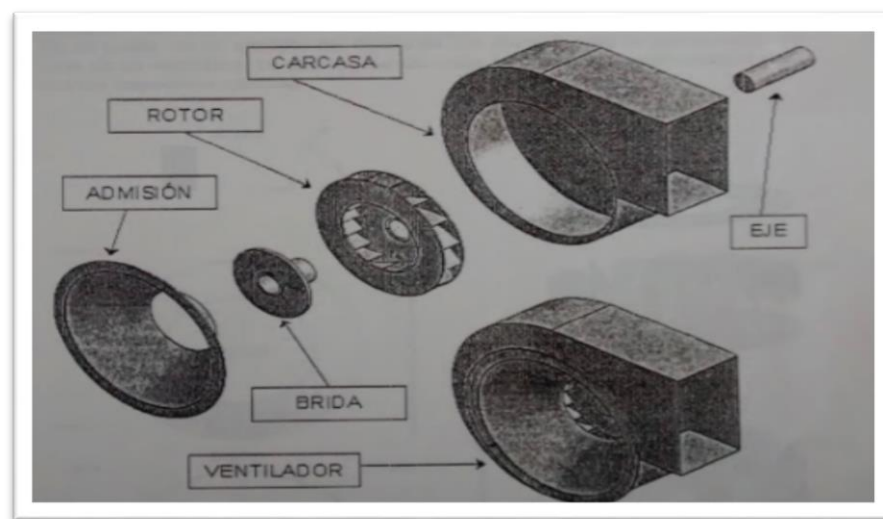


Figura 1. Partes del montaje

Es importante destacar que los rotores y todos aquellos elementos que sean sometidos a rotación como los rodets de una bomba centrífuga o incluso las llantas de un automóvil convencional deben pasar por el proceso de balanceo estático y balanceodinámico que nos proveerá la estabilidad necesaria para que no se produzcan estas vibraciones indeseadas y puedan afectar notablemente las mediciones y por ende la eficiencia total que se pretende obtener en el trabajo.

2.2 ECUACIONES PARA EL BALANCEO

Si el rotor gira alrededor del eje con una velocidad angular constante, sobre cada masa elemental estará aplicada una fuerza de inercia y esta fuerza producirá un momento en el centro de masa.

Estas fuerzas se denominan fuerzas de inercia centrifugas. La magnitud para una masa, alejada del eje de giro una distancia, se calcula mediante la fórmula:

$$P = mr\omega^2 = mr\left(\frac{n\pi}{30}\right)^2$$

Donde:

P es la fuerza de inercia centrifuga en [N];

m la masa en [kg];

r el radio de giro en [m];

ω la velocidad angular en [s-1];
 n el número de revoluciones por minuto.

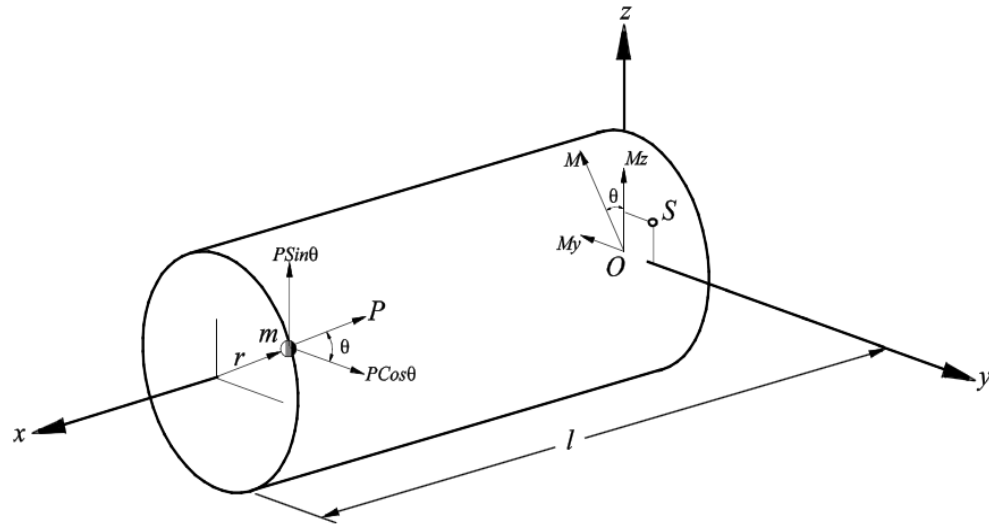


Figura 2. Fuerza de inercia y sus momentos

2.3 TIPOS DE DESBALANCE

La localización del centro de masa y el eje principal de inercia se determina de acuerdo con la distribución de los distintos elementos diferenciales de masa que componen el cuerpo. Sin embargo, cualquier condición de desbalance puede ser corregida aplicando o removiendo peso en un radio y ángulo particulares, de hecho la cantidad de desbalance, P , puede ser definida correctamente como una masa m , en un radio r .

$$P = mr$$

2.3.1 Desbalance estático

Es una condición que existe cuando el centro de masa no está sobre el eje de rotación, puede ser también explicada como la condición cuando el eje principal de inercia es paralelo al eje de rotación. Para corregir el desbalance estático se requiere solo una masa de corrección. La cantidad de desbalance es el producto del peso por el radio. Este tipo de desbalance es un vector, y por eso, debe ser corregido con un peso conocido en un ángulo particular. Fuerza de desbalance es otro nombre para el desbalance estático.

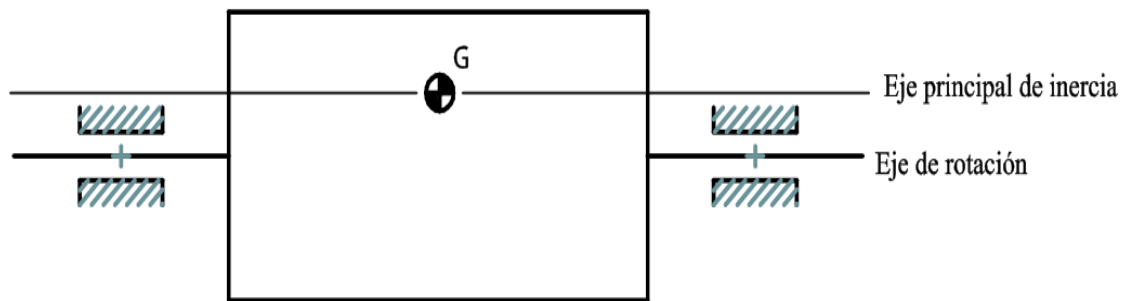


Figura 3. Desbalance estático

Puede ser detectado ubicando el rotor sobre dos apoyos prismáticos. La parte más pesada tenderá a ubicarse siempre por debajo del eje de rotación o lo que es lo mismo, el eje longitudinal de inercia quedará por debajo del eje de rotación.

Este tipo de desbalance puede identificarse también comparando las mediciones de amplitud y fase en los extremos del rotor. Rotores simétricos soportados por cojinetes

idénticos exhibirán idénticos valores de amplitud y fase de las vibraciones filtradas a la frecuencia de rotación, si el desbalance es de tipo ESTÁTICO.

2.3.2 Desbalance en dos planos o dinámico

Es también definido como el desbalance dinámico. Es una suma vectorial de desbalance estático y desbalance de acoplamiento. Para corregir es necesario tener dos planos de balanceo y se requiere dos pesos de corrección, uno en cada plano en dos ángulos no relacionados. La especificación de desbalance solamente es completa si se conoce el lugar del eje axial del plano de corrección. El desbalance dinámico o desbalance en dos planos especifica todo el desbalance que presenta una pieza de trabajo.

Este tipo de desbalance puede solo ser medido en un balanceador giratorio el cual detecta la fuerza centrífuga debida al componente de acoplo de desbalance.

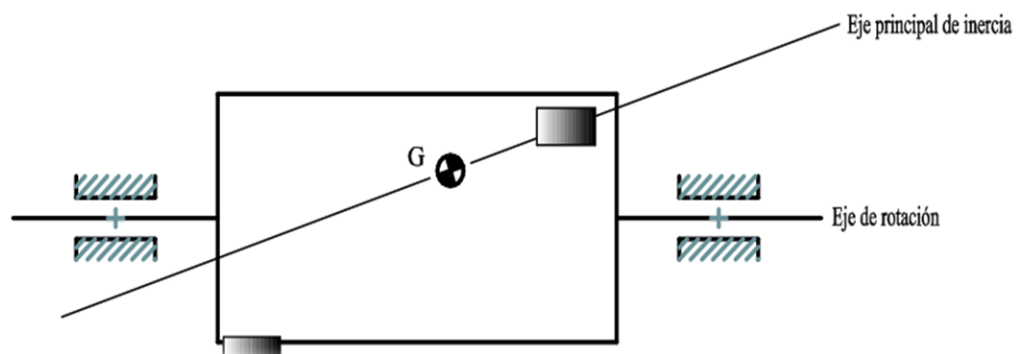


Figura 4. Desbalance dinámico.

El desbalanceo dinámico produce un fenómeno denominado cabeceo el cual puede afectar las mediciones y por tanto la eficiencia total, este puede disminuir notablemente colocando dos contrapesos en los planos perpendiculares al eje de rotación. [6]

2.4 DISEÑO PREVIO

Para la construcción del rotor fue necesario la toma del diseño elaborado por Nicolás Marín, quien propuso la elaboración de un rotor de un ventilador industrial de alta eficiencia con 11 álabes inclinados hacia e, el diseño incluye los planos de fabricación, los cuales fueron tomados como base para su posterior construcción [anexo 1].

La construcción del rotor se hizo tomando como base los parámetros expuestos en el diseño realizado por Nicolás Marín, en el cual se estableció que para un ángulo de $44,5^\circ$ el cual fue enunciado por WANG [5], fue necesario la construcción de un rodete de 11 álabes el cual mediante una simulación de flujo de aire en el software solidworks 2016 con el complemento flows analizando el rotor con las siguientes características:

$$Z=11$$

$$\beta_2=44.5^\circ$$

$$V=860 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$SP = 1 \text{ in.c.h}_2\text{O}$$

$$N=1469 \text{ RPM}$$

$$D_2= 31\text{cm}$$

el diseño definió unas eficiencias mecánica, volumétrica, hidráulica y total a través de los cálculos de diseño y para el número de àlabes correspondiente

$$\eta_h=72,46\%$$

$$\eta_m=94,4\%$$

$$\eta_v=92,05\%$$

$$\eta_t=49,6\%$$

2.5 METODOLOGÍA DE FABRICACIÓN

El rotor fue fabricado tomando como base los planos elaborados por Nicolás Marín [anexo 1].

2.5.1 Fabricación del rotor

Para la fabricación del rotor fue necesario acudir a personal especializado en el proceso de elaboración de piezas metálicas como fue posible hacerlo en la empresa Risaraldense Solomoflex ubicada en Dosquebradas, en donde fue posible a través de la fabricación por partes, en donde fueron ensambladas, allí fue posible con la ayuda del ingeniero Luis Alberto Bernal egresado de la Universidad Tecnológica de Pereira, quien nos brindó algunas sugerencias sobre el diseño elaborado, induciendo así en el cambio del tamaño de la brida o manzana sobre la cual se sostiene en el eje, ya que sus dimensiones no hubieran podido soportar el peso completo del rotor, enuncia. [Anexo 2]

2.5.2 Arandela, disco y álabes

Todas las partes fueron cortadas con la ayuda de una cortadora láser, en donde las primeras partes obtenidas fueron la arandela y el disco sobre el cual se soportarán los álabes, los cuales fueron soldados con un cordón uniforme de soldadura por ambos lados de cada álabe para una mayor seguridad.

La fabricación de cada uno de estos elementos se realizó en acero 1020



Figura 5. Fabricación arandela y disco

2.5.3 Brida

La brida sufrió algunos cambios respecto al diseño por la condición que involucra su funcionamiento y el posible peso que el rotor llevaría, fue incrementado en longitud y en espesor.

Para la instalación de la brida fue necesario incrementar el diámetro sobre el cual iba a estar apoyado, y pasó de ser 0,5 in a 1in, adaptación que se hizo con el fin de poder realizar el montaje sobre el eje disponible en el banco de ensayos del laboratorio de máquinas térmicas de la universidad.

Debido a su condición de tener que soportar una concentración de esfuerzos mayor, se realizó su fabricación en un acero 1045.

2.5.4 Balanceo

El rotor una vez fabricado para que su funcionamiento sea eficiente y correcto es necesario realizar un balanceo, tanto estático como dinámico de lo contrario producirá vibraciones indeseadas afectando así la eficiencia total.

El balanceo tanto estático como dinámico se pretendía realizar con ayuda de la máquina balanceadora del taller de la universidad tecnológica de Pereira, pero lastimosamente no se encontraba funcionando correctamente por lo cual fue necesario realizar el balanceo estático únicamente en el montaje de dicha máquina.

El ingeniero Héctor Fabio Quintero estuvo encargado de realizar el balanceo dinámico, sin embargo no fue posible realizarlo con el mismo montaje utilizado para el balanceo estático, debido a que los sensores no pudieron detectar la vibración, por lo cual fue necesario utilizar el montaje del laboratorio de máquinas térmicas de la universidad.



Figura 6. Balanceo del rotor

Para las primeras muestras de las masas que se necesitaron se usó plastilina con el fin de tener una aproximación a las solicitadas.



Figura 7. Rotor con masas de prueba

Inicialmente se colocó una masa compensadora en la corona dando como resultado un aumento en el cabeceo, por esto fue necesario ubicarla entre el disco y el álabe.

3. BANCO DE ENSAYO E INSTRUMENTACIÓN DE LAS PRUEBAS

Para la realización de las pruebas se el banco de ensayos dispuesto en el laboratorio de la universidad tecnológica de Pereira.

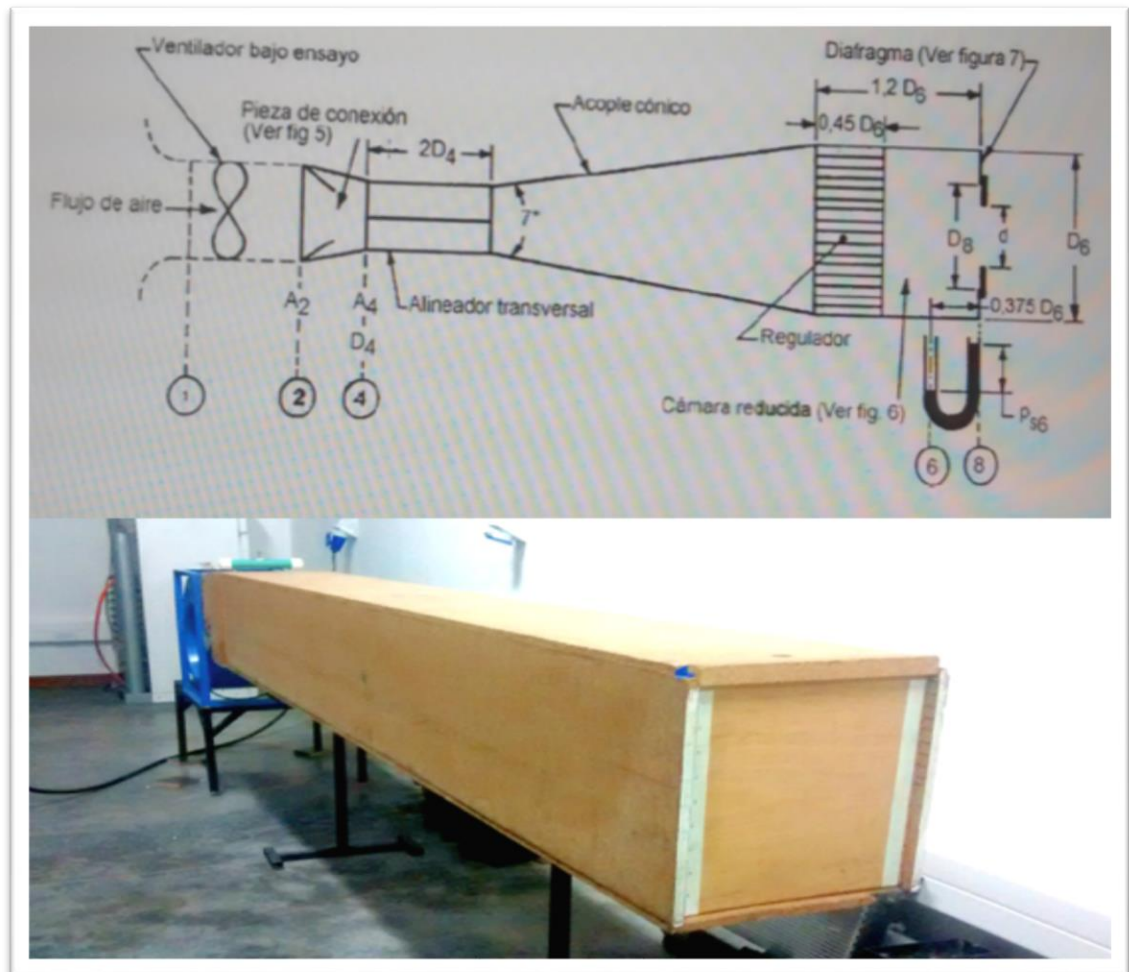


Figura 8. Túnel de viento

El banco de pruebas dispone de un túnel de viento elaborado en madera con una compuerta para la toma de velocidades de salida, dicho túnel está unido a una estructura compuesta de una voluta, un variador de frecuencia y un motor de 2 hp



Figura 9. Banco de pruebas

Para la toma de mediciones se dispuso de una serie de instrumentos que nos permitió la toma de datos y la medición de las variables de SP (presión estática), potencia activa, velocidad de salida del aire y amperaje.

PINZA AMPERIMÉTRICA DE MEDICIÓN DE POTENCIA MONOFÁSICA DE 45mm DE DIÁMETRO



Figura 10. Pinza amperimétrica

PRECISIÓN: $\pm 4,5\%$ De la lectura @FP [0,3 - 0,5]

RANGO: 0 - 600 kw

RESOLUCIÓN: 0,1 w

FRECUENCIA: 5 - 500 Hz

ANEMÓMETRO KESTREL 2000



Figura 11. Anemómetro

PRECISIÓN: $\pm 3\%$ de la lectura

RANGO: 0 - 40 m/s

RESOLUCIÓN: 0,1 m/s

MANÓMETRO INCLINADO MARKIL MODELO 40 DWYER



Figura 12. Manómetro inclinado

PRECISIÓN:	$\pm 3\%$ de la lectura
RANGO:	0 - 26 mmca
RESOLUCIÓN:	0,2 mm
MAX. TEMPERATURA DE TRABAJO:	65 °C

VARIADOR DE VELOCIDAD LENZE SMD

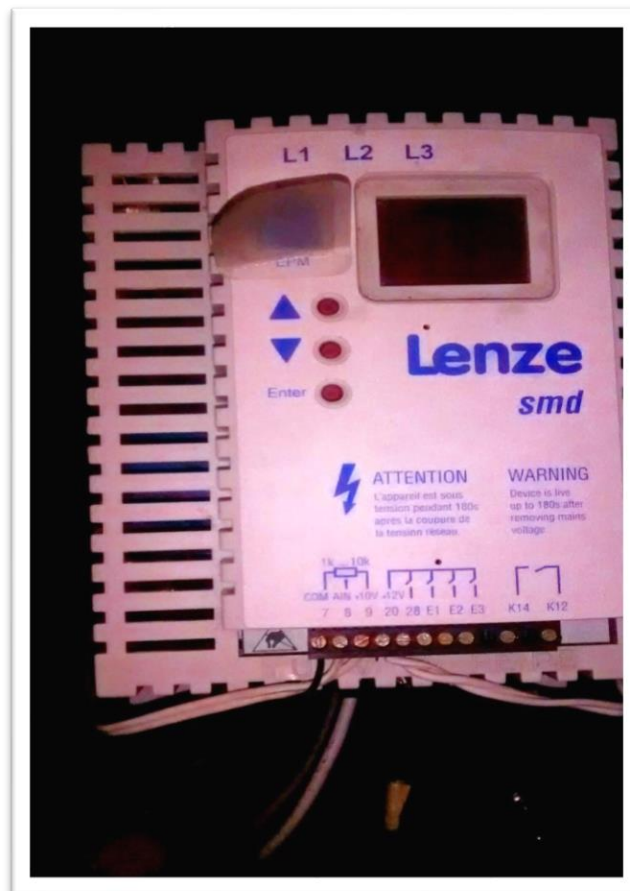


Figura 13. Variador de velocidad

PRECISIÓN:	±3% de la lectura
RANGO:	0,25 – 2,2 kw
RESOLUCIÓN:	0,1 kw
TEMPERATURA DE TRABAJO:	0 - 55 °C
FRECUENCIA DE SALIDA:	0 - 240 Hz

DSP LOGGER MX 300



Figura 14. DspLogger Mx 300

RANGO:	0,2 - 20 kHz
RESOLUCIÓN:	0,1 kw

TACÓMETRO



Figura 15. Tacómetro

PRECISIÓN:	$\pm 0,05\%$ de la lectura
RANGO:	2.5 – 9999 rpm
RESOLUCIÓN:	0,1 rpm

4. RESULTADOS DE LOS ENSAYOS

4.1 PROCEDIMIENTO

Las pruebas realizadas en el laboratorio se realizaron con el fin de obtener las gráficas del rotor previamente diseñado y con la instrumentación debidamente presentada, la toma de datos se realizó para 6 velocidades distintas (1200, 1400, 1600, 1800, 2000 y 2200 rpm) con la medición de las variables de SP o presión estática, velocidad de salida en cuatro cuadrantes, realizando la medición de cuatro puntos dentro de cada uno de ellos para una apertura del 87,5% 75% 62,5% 50% 37,5% 25% y 12,5% y potencia activa.

▪	▪	▪	▪
▪	▪	▪	▪
▪	▪	▪	▪
▪	▪	▪	▪

Figura 16. Divisiones del túnel.

Para la medición de la potencia consumida por el rotor se hizo la toma de la potencia en cada una de las líneas de salida del variador de velocidad, cabe aclarar que la

conexión del motor utilizado era en Y por lo cual para la obtención de la potencia total entregada se sumaron las 3 potencias medidas en cada una de las líneas con respecto a la línea neutro

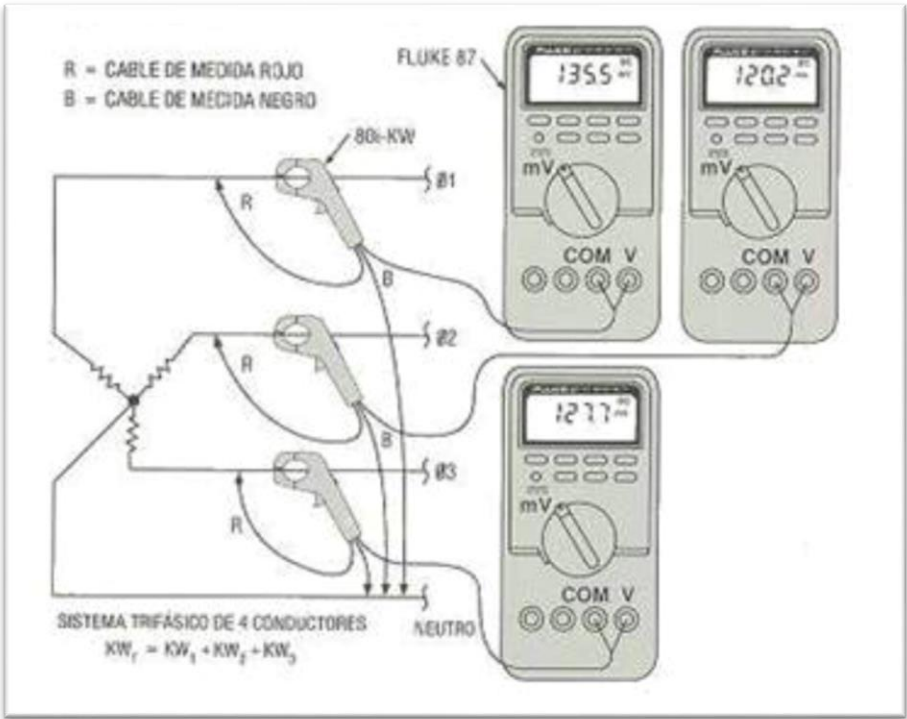


Figura 17. Montaje para medición de potencia (conexión en Y)

LINEAS NEUTRO	→	●	●	●
FASES	→	●	●	●

Figura 18. Líneas neutras y fases del motor.

Las variables presión estática SP, velocidad de flujo a a la salida y potencia activa fueros grabadas entablas previamente elaboradas en Excel [Anexo formato Excel] en

donde se incluyen las ecuaciones respectivas para la elaboración de las curvas de operación del rotor a cada una de las velocidades de operación, 1200, 1400 1600, 1800, 2000 y 2200 rpm, las curvas características obtenidas fueron las siguientes:

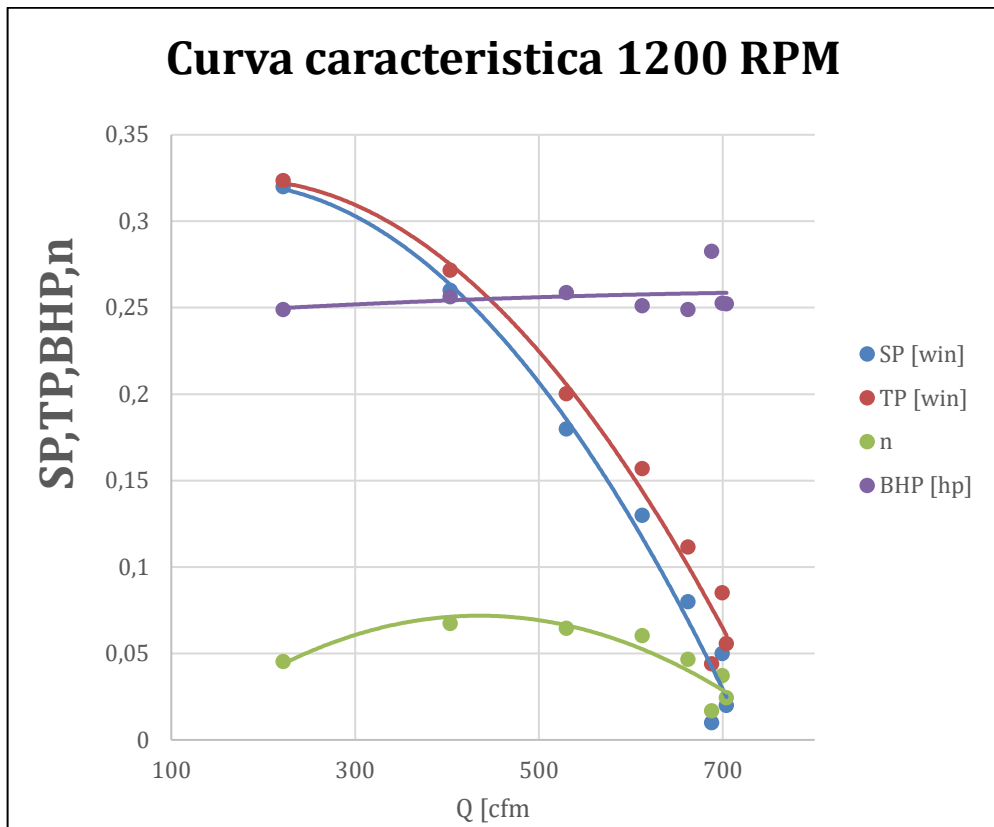


Figura 19. Curva característica 1200 rpm

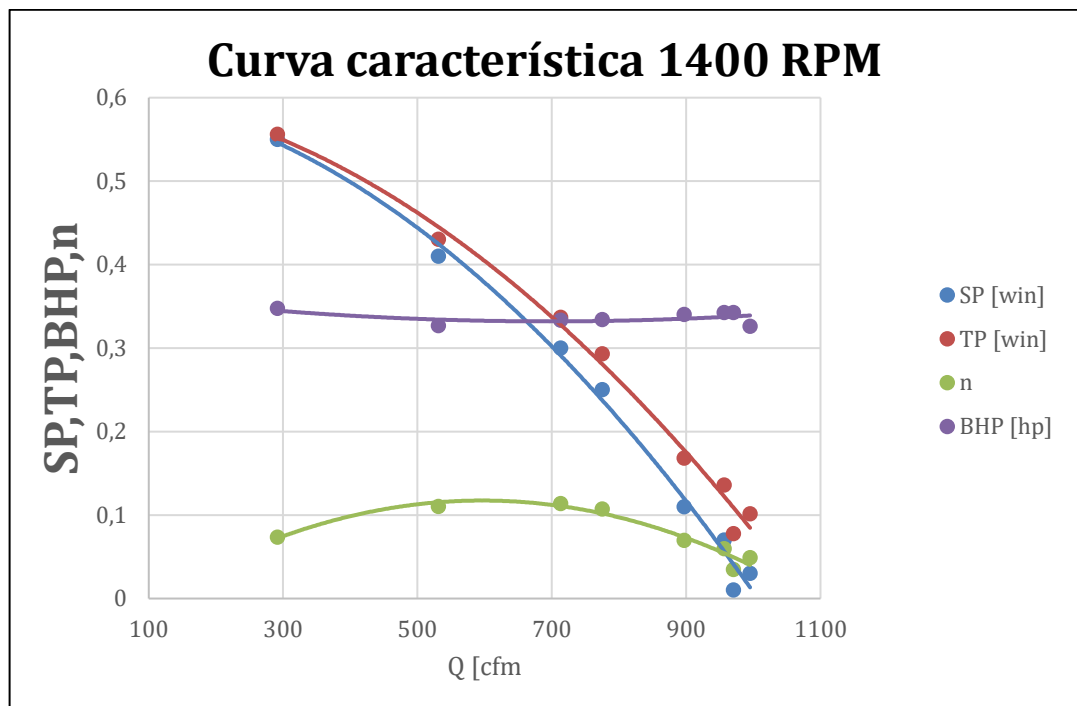


Figura 20. Curva característica 1400 rpm

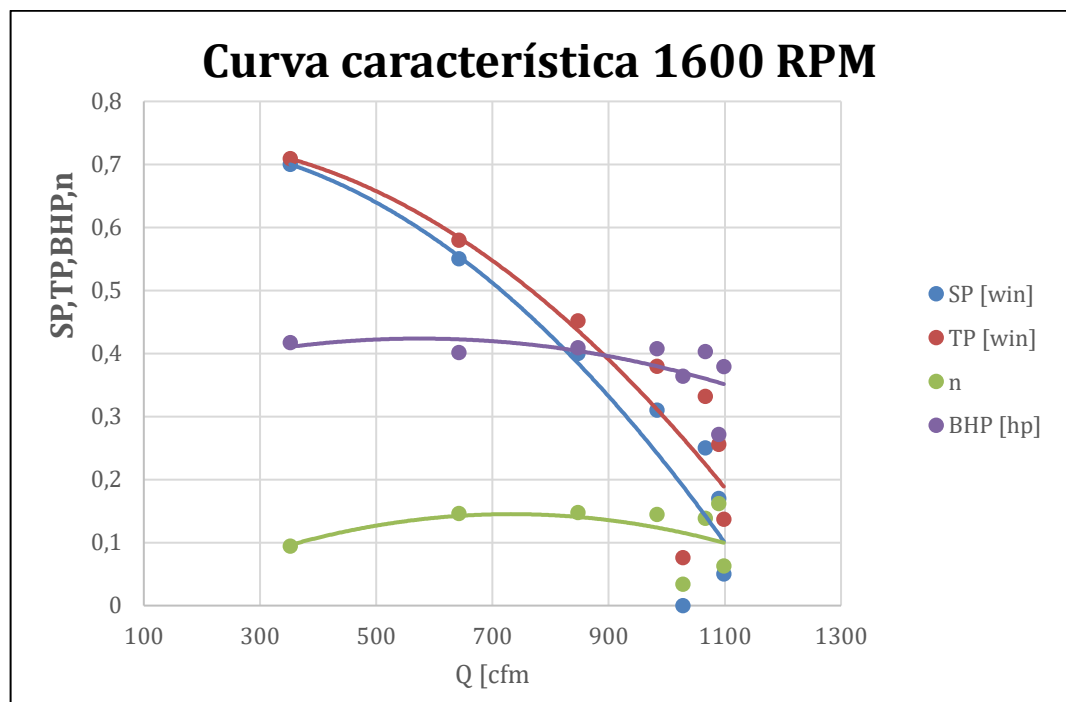


Figura 21. Curva característica 1600 rpm

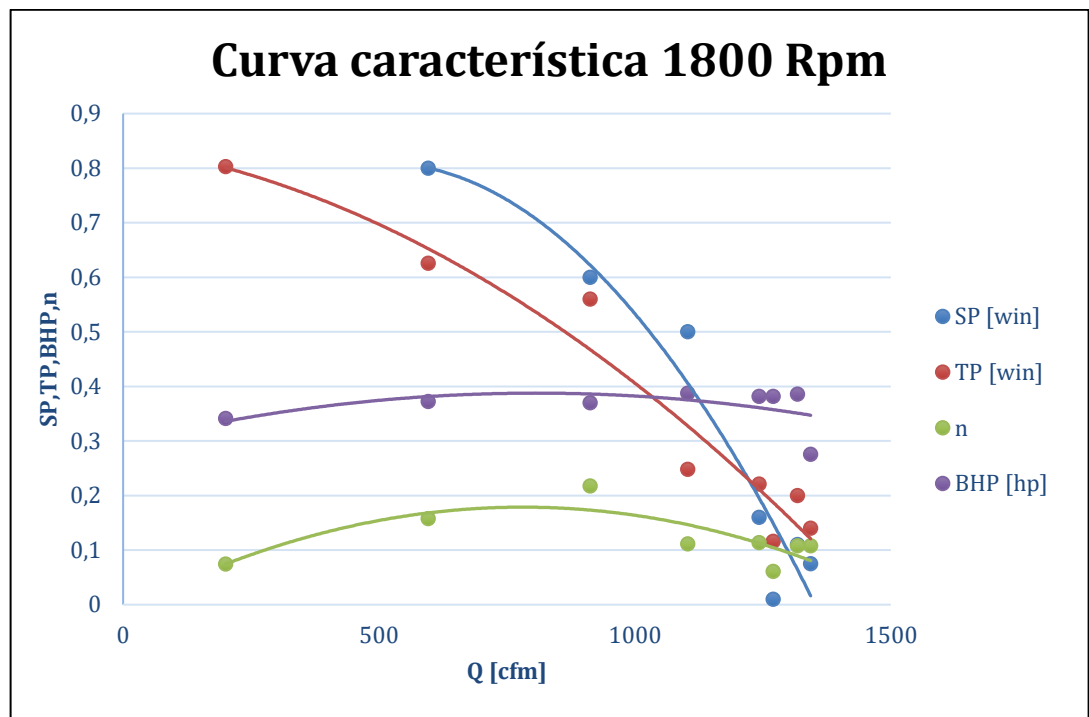


Figura 22. Curva característica 1800 rpm

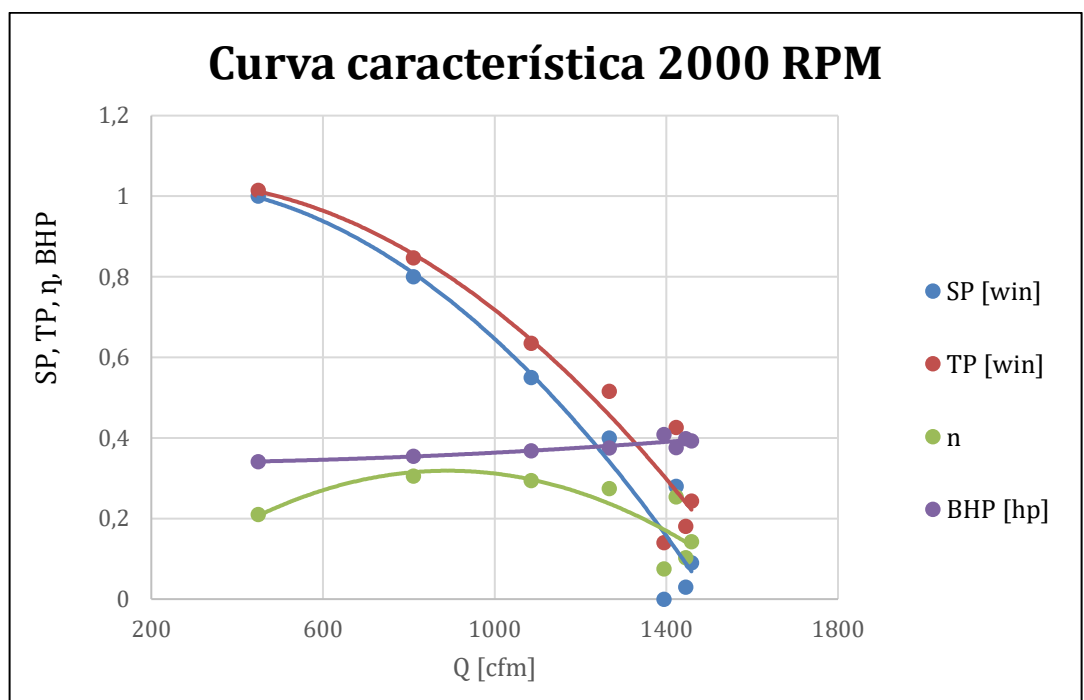


Figura 23. Curva característica 2000rpm

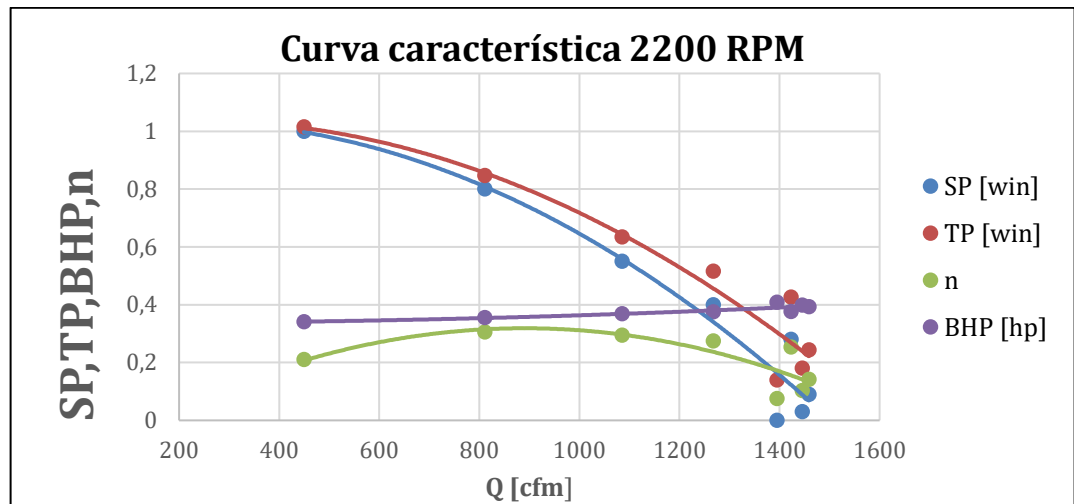


Figura 24. Curva característica 2200rpm

Como parte la validación de resultados es importante la realización de las gráficas basadas en los números adimensionales pi para poder obtener una relación con sus valores experimentales, y por ello se realizó la predicción de las curvas de 1200, 1400 1800 y 2200 rpm, donde es posible observar la discrepancia en los valores:

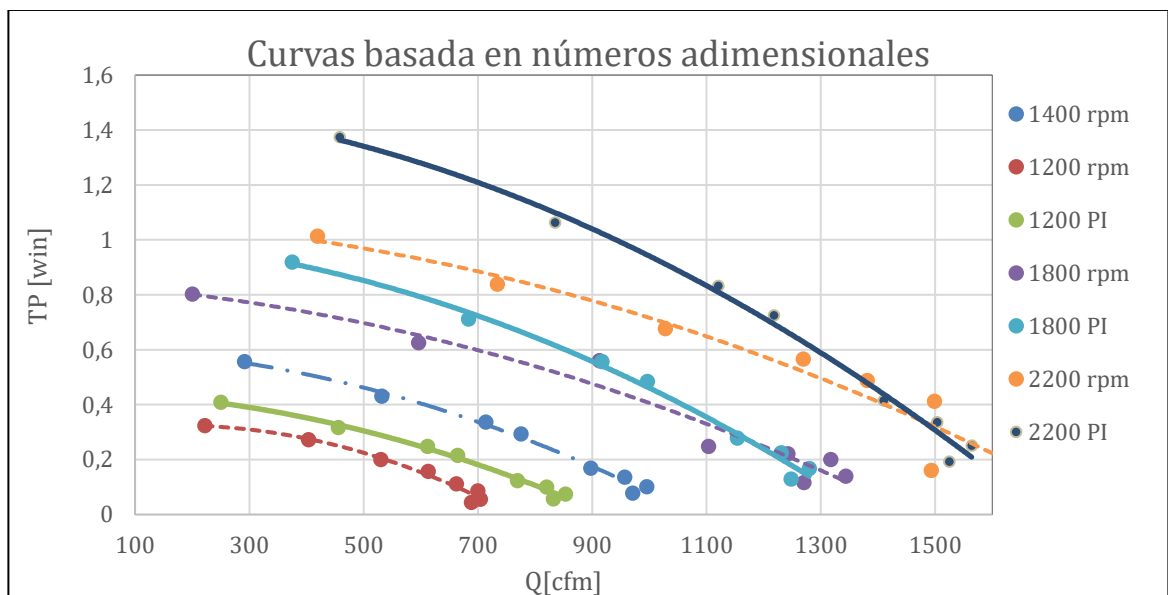


Figura 25. Curva con números adimensionales [autoría propia]

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1 FORMATO DE EXCEL

Las tablas elaboradas en Excel tienen como finalidad llevar una secuencia de los datos recopilados a cada una de las velocidades de operación, por ello fue necesario plasmar los datos medibles como lo son la presión estática (SP), velocidad a la salida del ducto, área del túnel a la salida (A salida), potencia activa entregada por el motor en cada una de las líneas área a la entrada del túnel (A túnel) y la frecuencia de operación (Fra).

A partir de estos datos fue posible obtener la velocidad promedio a la salida del túnel (Vel prom) , el caudal a la salida (Q) , la potencia total entregada por el motor (pot total) , el VP, TP, WHP, BHP y la eficiencia total a las rpm operadas con las siguientes ecuaciones:

$$Q = \text{Vel Prom (m/s)} * A \text{ salida (m}^2\text{)}$$

$$\text{Vel Prom} = \sum \text{Velocidades (m/s)}$$

$$\text{Potencia total} = \sum \text{Potencias en cada línea (watts)}$$

$$VP = \left(\frac{V_{ducto} (fpm)}{4010} \right)^2$$

$$TP = VP + V_{ducto} (fpm)$$

$$WHP = (Q (cfm) * TP * 746) / 6356$$

$$BHP = \text{Pot total} * 0,94 * 0,97 * EFM$$

Para la obtención de la gráfica de diseño fue necesario encontrar las variables adimensionales coeficiente de caudal y coeficiente de energía:

$$\Phi = \frac{Q(cfm)}{1070 * \left(\frac{12,25}{12}\right)^3}$$

$$\Psi = \frac{32,2 * \left(\frac{TP}{12}\right) * \left(\frac{1000}{1,006}\right)}{\left(\frac{1070}{60}\right)^2 * \left(\frac{12,25}{12}\right)^2}$$

Donde 1,006 representa la densidad del aire en kg/m³

5.2 CURVA CARACTERÍSTICA

Las eficiencias hidráulica, mecánica, volumétrica y total esperadas del diseño elaborado son respectivamente:

$$\eta_h = 72,46\%$$

$$\eta_m = 94,4\%$$

$$\eta_v = 92,05\%$$

$$\eta_t = 62,96\%$$

La eficiencia total obtenida a través de los ensayos realizados en el laboratorio de maquinas térmicas de la Universidad tecnológica es $\eta_t = 30.51\%$ para una velocidad de 2000 rpm con una diferencia en su valor de 32,45% velocidad que difiere en

su valor a la esperada en el diseño de 1469 rpm, para ello se muestran a continuación como resultado de los ensayos las curvas características del rotor con cada una de las velocidades de operación o curva de isoeficiencia, la curva característica a la velocidad donde se obtuvo el mayor valor de eficiencia y las curvas de diseño referente a cada una de ellas:

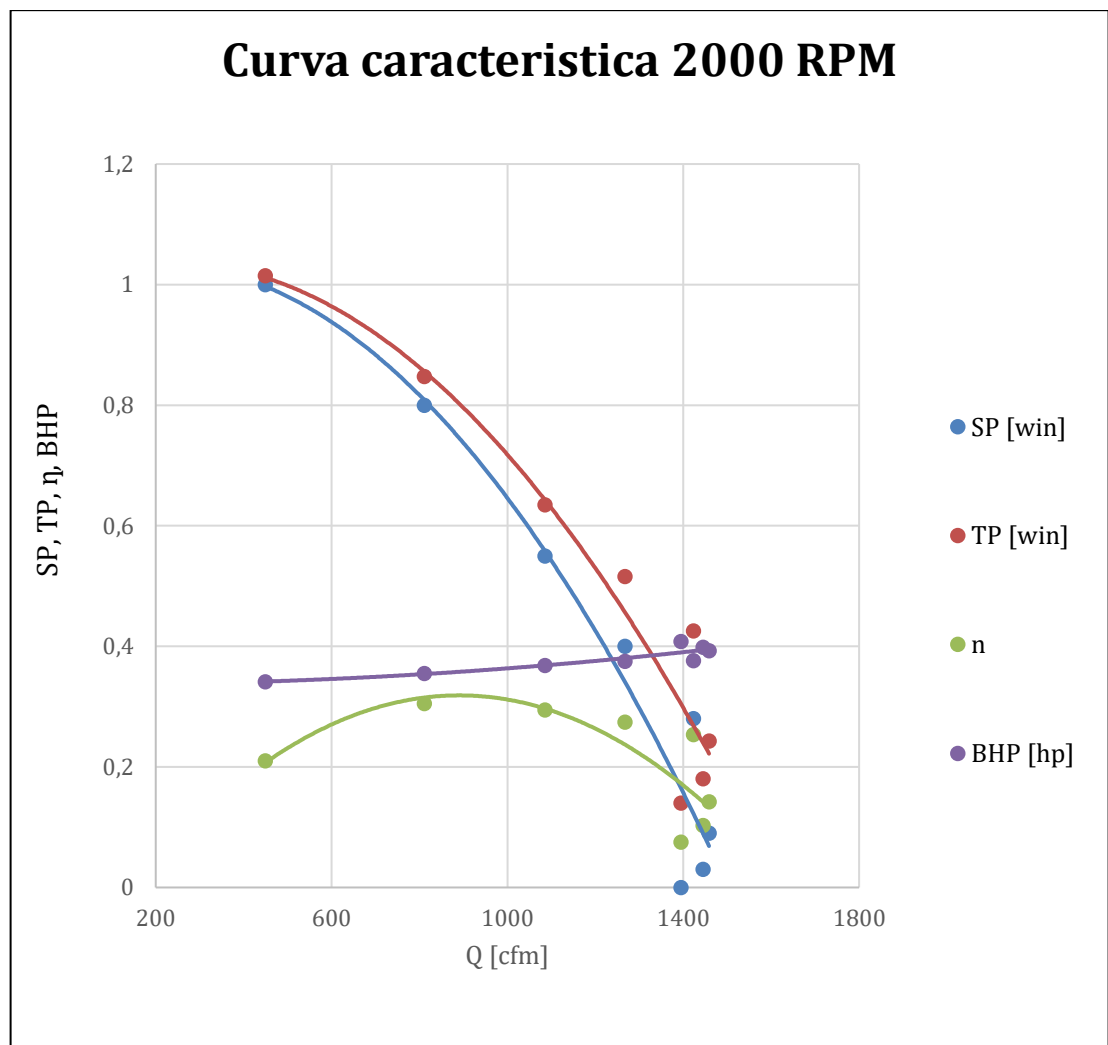


Figura 26. Curva característica a 2000 rpm

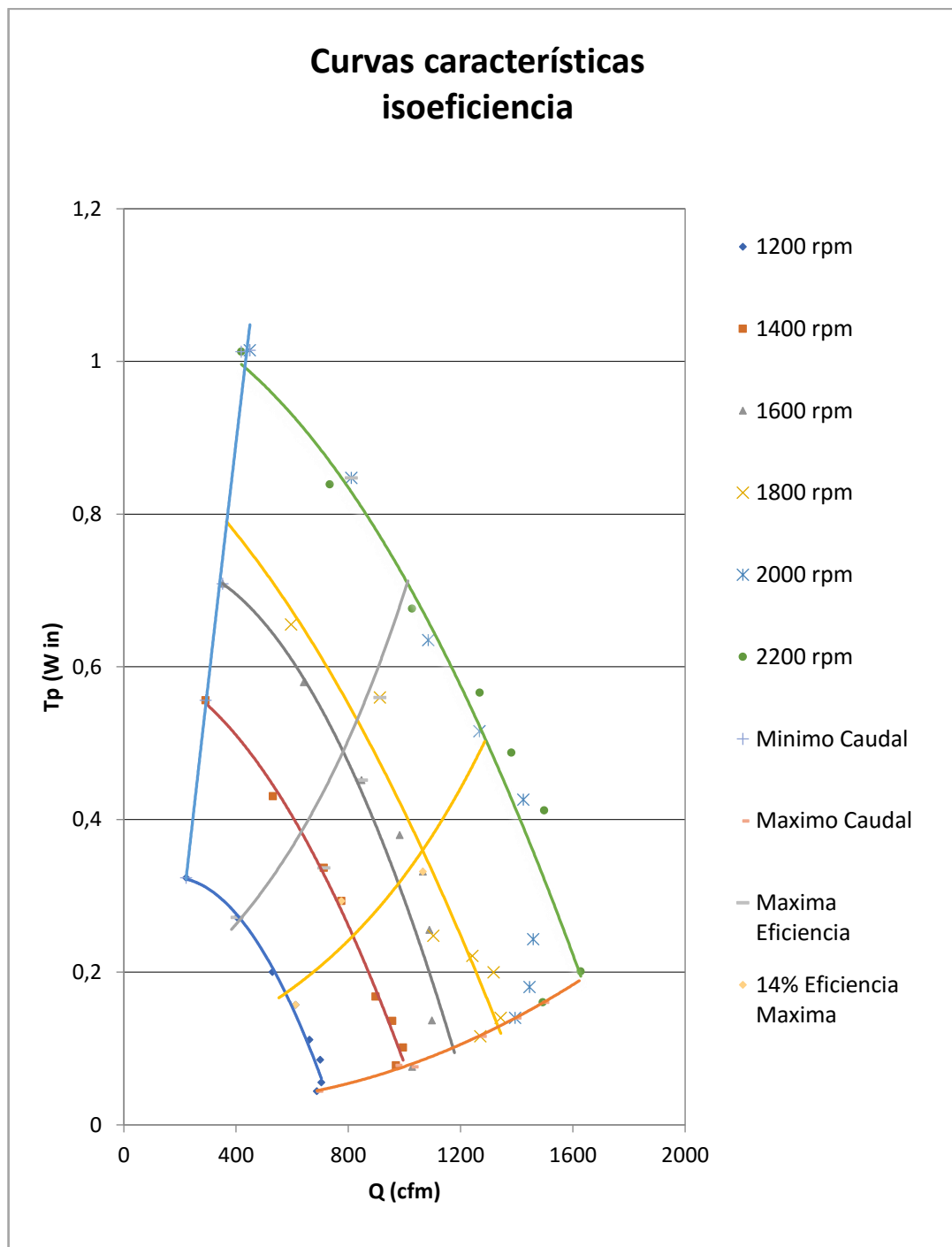


Figura 27. Curva característica de isoeficiencia

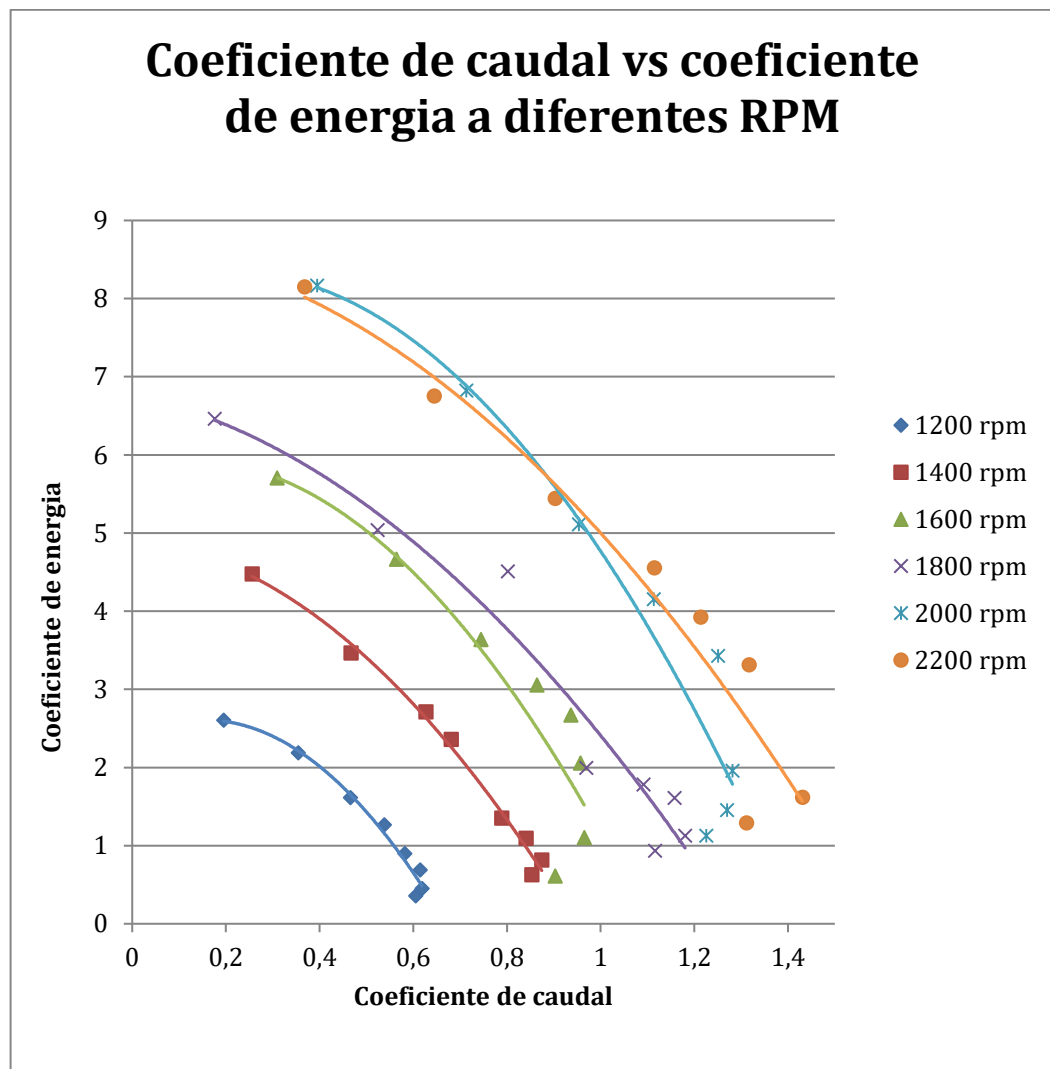


Figura 28. Curvas de diseño

5.3 ANÁLISIS EN ANSYS

Se analizaron las vibraciones características de un ventilador de 11 álabes que va a funcionar a una velocidad constante nominal 155 rad/s a diferentes frecuencias con el programa de simulación ANSYS.

5.3.1 Procedimiento

Se inició realizando un análisis estructural al sistema, en este sistema se aplicó un soporte fijo en el área del hueco del eje y también una velocidad rotacional de 155 rad/s.

Posteriormente se introdujo la herramienta de análisis modal, para así encontrar los modos de vibración pretensados lo cual es un estado especial donde se encuentran esfuerzos y deformaciones en conjunto definidas por las condiciones iniciales. Se utilizó la herramienta de respuesta armónica del análisis estructural, esto es para encontrar resultados ante una carga armónica aplicada al ventilador.

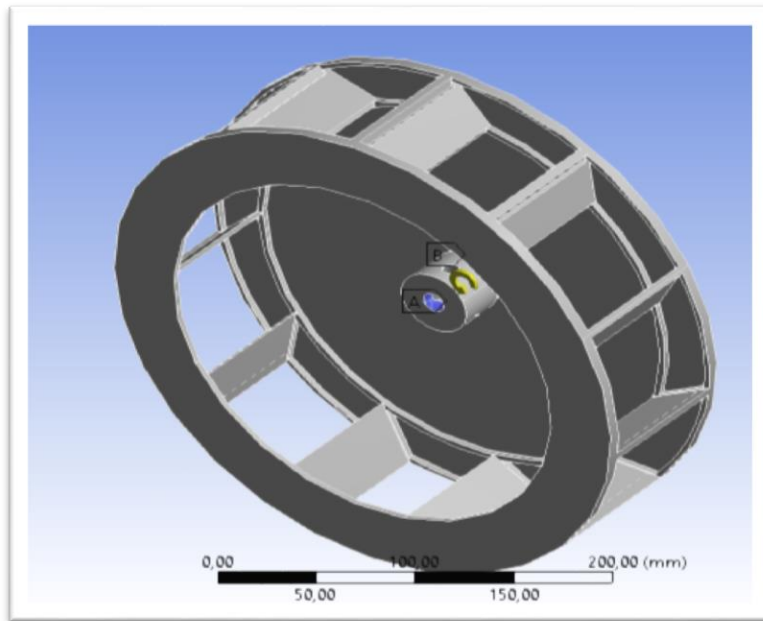


Figura 29. Ventilador con área fija.

Se seleccionó el sistema de unidades de trabajo el cual es métrico en mm, kg, s, se realiza un reprocesamiento creando un nuevo sistema de coordenadas cilíndrico el cual el centro es el centro del cilindro del hueco del ventilador, a continuación se aplicó un soporte fijo en el área del hueco del eje y también una velocidad rotacional de 155 rad/s. Se relacionan las coordenadas cilíndricas con el sistema coordenadas normales, asumiendo la deformación radial en el eje z y una deformación tangencial en x. se adiciona al sistema coordenado cilíndrico las componentes tangencial y radial del esfuerzo presente en el ventilador. Se adiciona el soporte fijo del análisis estructural en la respuesta armónica y se inserta una aceleración de 20000 mm/s² se debe modificar los parámetros de análisis los cuales son rango máximo de 500 Hz mostrar el grupo de resultados y adicionar una constante de amortiguamiento del 5%. Se inserta la deformación debida por la respuesta de la frecuencia de la cara exterior del ventilador por último el punto de la mejor frecuencia RMB se muestra automáticamente en la gráfica del ventilador a una frecuencia y ángulo de fase donde la amplitud sea la máxima.

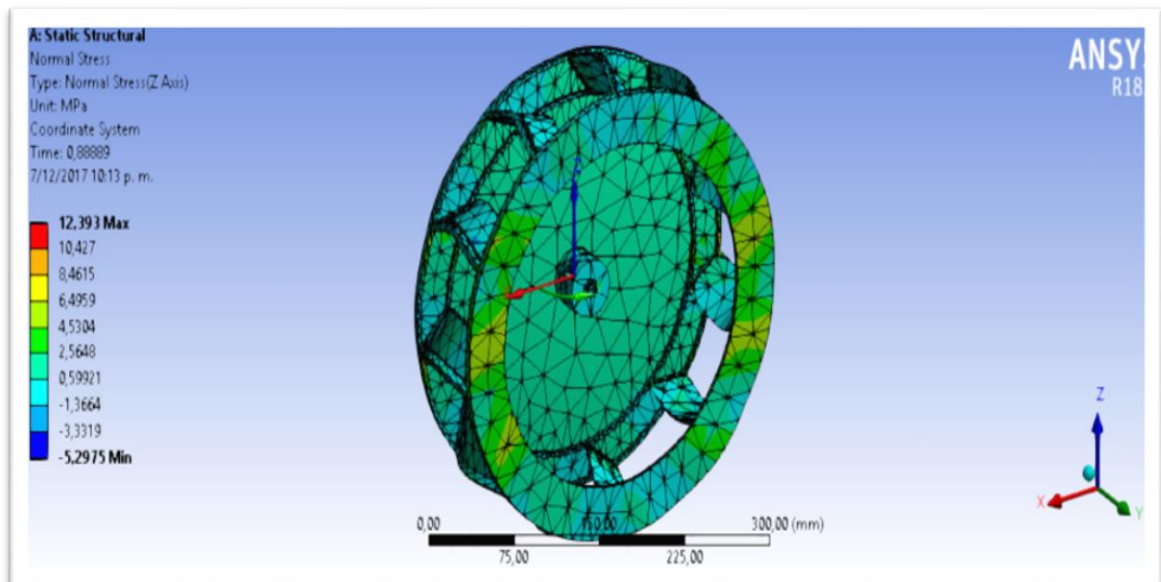


Figura 30. Esfuerzos máximos en eje radial z.

El esfuerzo máximo que logra soportar la pieza en el eje radial z es aproximadamente de 8.4615 MPa que es la zona de color amarillo en el ventilador

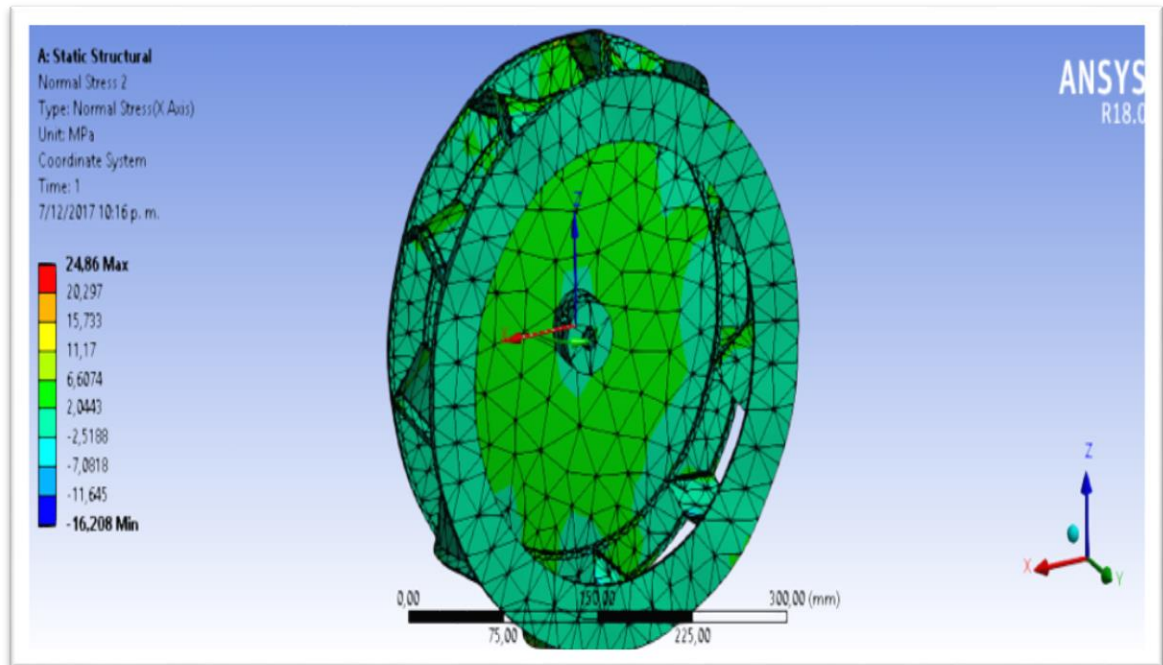


Figura 31. Esfuerzos máximos en el eje tangencial x.

El esfuerzo máximo que soporta la pieza en el eje radial x es aproximadamente de 6.6074 MPa que es la zona de color verde en el ventilador pero en una zona diferente a la anterior.

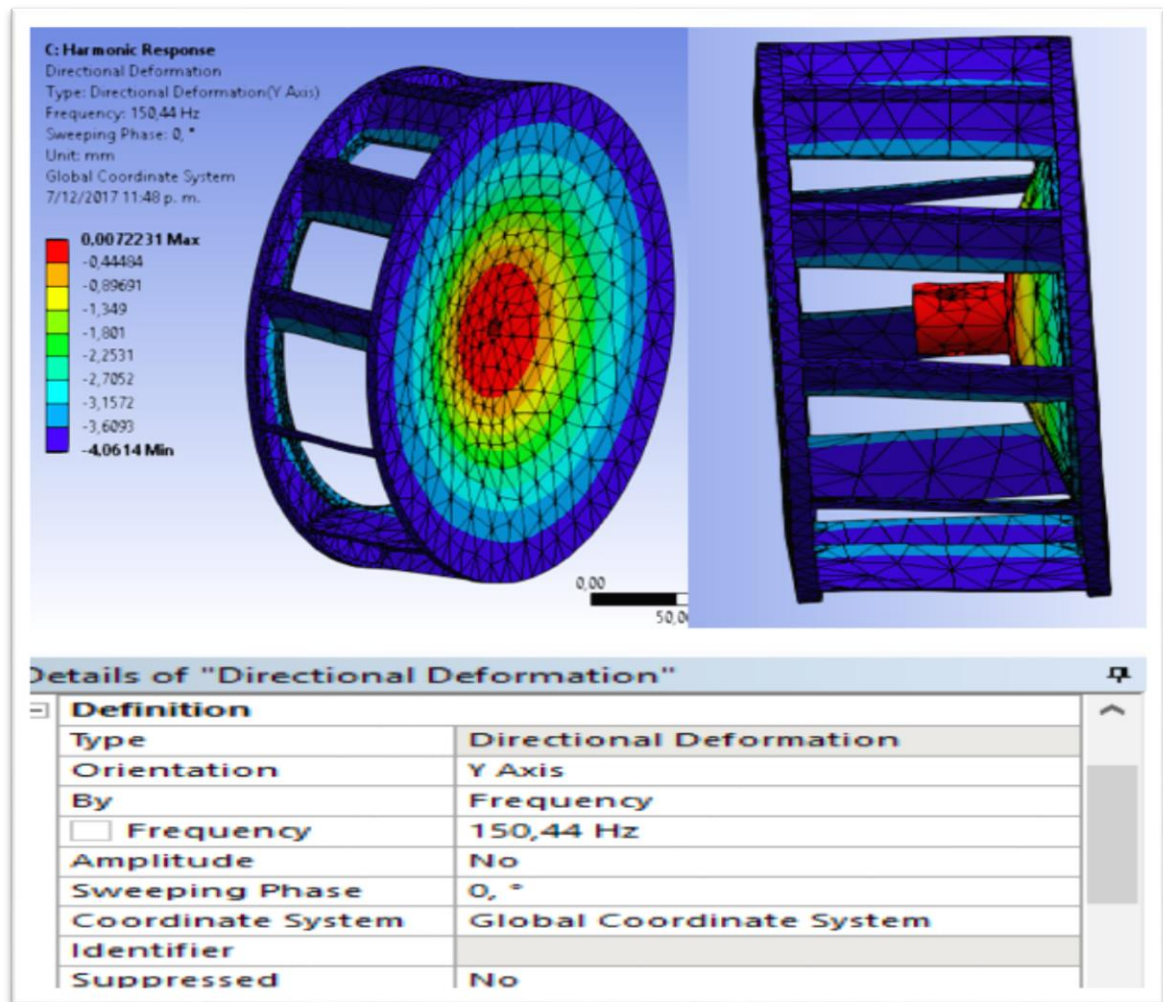


Figura 32. Detalles de la deformación direccional en el eje Y.

La gráfica muestra que al encontrarse la pieza en un modo de grado alto, la frecuencia también tendrá un valor alto.

La deformación que se produce en el eje Y, y el punto de mejor operación para la frecuencia que es donde se produce la máxima amplitud que es una deformación que para este caso oscila desde -4,0614mm hasta 4,0614mm; este punto tiene un ángulo de fase de 0 grados y una frecuencia de **150,44Hz** como conclusión se debe evitar

este rmb, porque entre mayor es el valor de la deformación en el ventilador, el material llega a no soportar estos esfuerzos y causar posibles daños, deteriorando las zonas que más se deforman que son la base y los álabes.

Por último se seleccionó el área exterior de la geometría y se buscó en las gráficas de amplitud versus frecuencia y ángulo de fase vs frecuencia los resultados del análisis de la herramienta respuesta armónica.

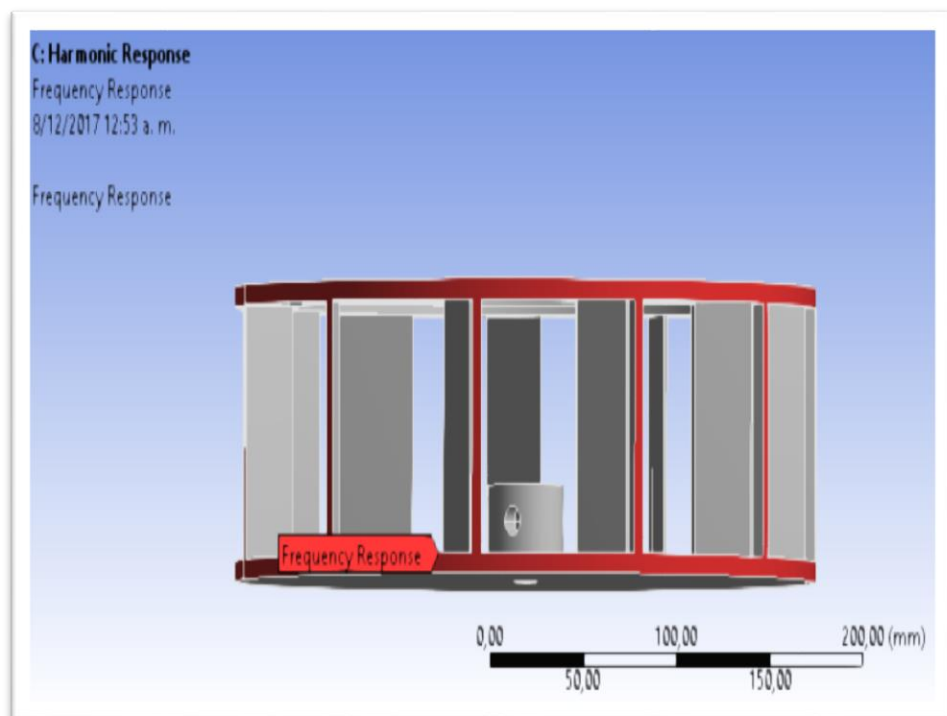


Figura 33. Respuesta en frecuencia del rotor.

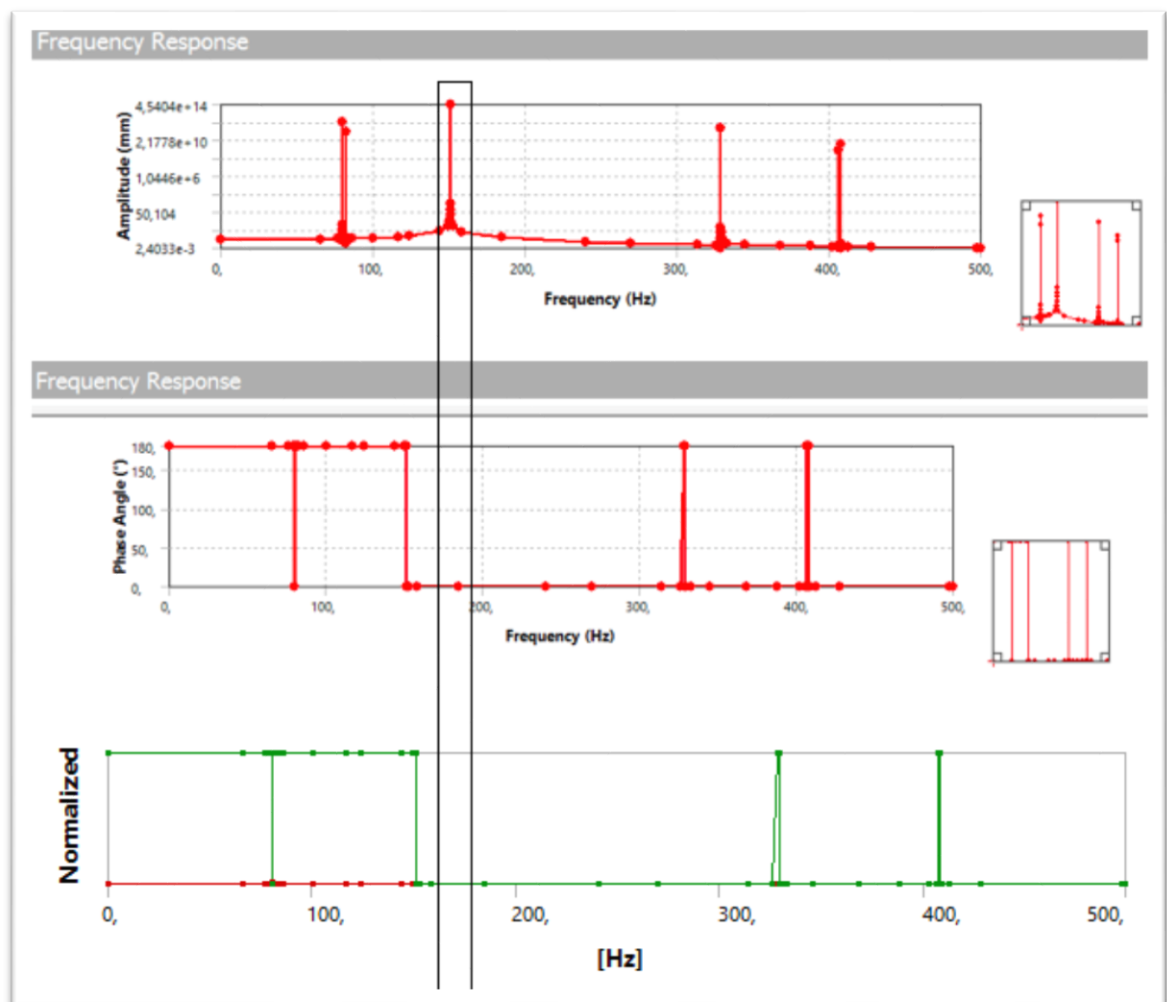


Figura 34. Respuesta en frecuencia análisis.

El valor de la frecuencia y ángulo de fase para el valor de amplitud de la señal con mayor valor, siendo este de $4,5404e+014$ mm:

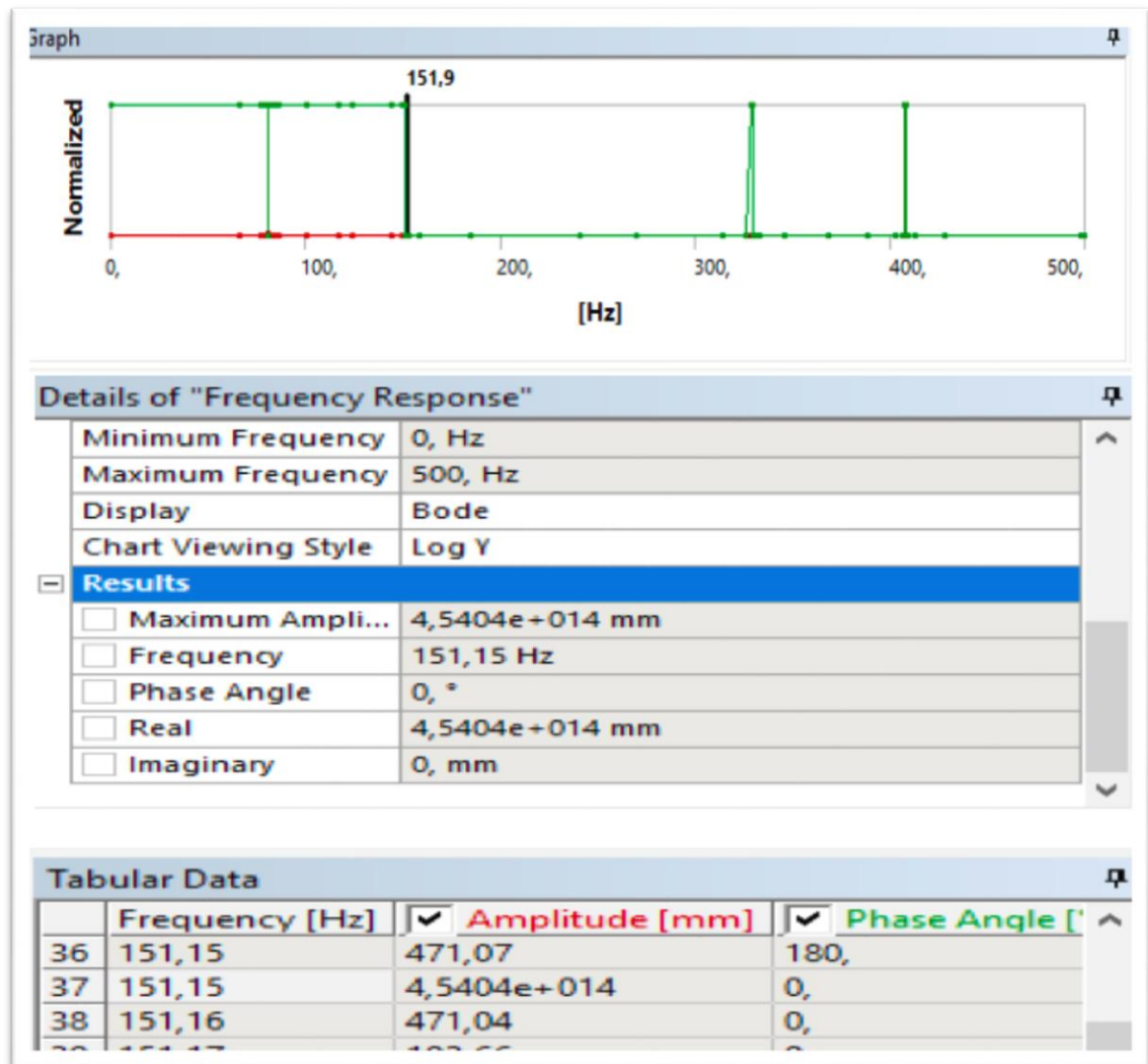


Figura 35. Detalles de la respuesta en frecuencia.

El valor del RMB es muy similar al cual se encuentra el mayor valor de amplitud, y en este estado cuando el sistema trabaja absorbiendo el máximo valor de amplitud, se pueden presentar problemas de operación para la frecuencia de **151,15 Hz** porque el ventilador trabaja con un fluido que puede cambiar la velocidad de constante a variable e introducir una pequeña fuerza que en determinado período de operación se acople a una de las frecuencias naturales características del sistema antes

calculadas y produzca en el rotor un efecto de torsión o resonancia aumentando en grandes valores la amplitud de las diferentes condiciones del sistema, además de ruidos molestos por superposiciones de señales a diferentes ángulos de fase.

5.4 RESULTADOS ESPERADOS

Las pruebas no exponen los resultados esperados en el diseño que fue planteado, prueba de ello son las máximas eficiencias obtenidas en cada una de las velocidades de operación, ya que no coinciden con la eficiencia total de diseño del rotor, es importante determinar las posibles causas de los resultados.

- El espesor de los álabes, del disco y de la arandela presentes en el plano de diseño del rotor no presentan sustento teórico fueron establecidos de manera intuitiva y no se sustentan en el método científico observar, analizar, diseñar, aprobar y fabricar.
- Los álabes presentados son planos y no presentan la misma curvatura de los elaborados por DIAZ y MOSQUERA.
- Los parámetros y criterios de fabricación no tuvo la evaluación del director debido a las dificultades en la continuidad del proyecto, sin embargo se procedió con su consentimiento.

- Debido al dimensionamiento del rotor, éste adquirió un sobrepeso que difiere en un valor de 2,4 kg en el fabricado por el profesor DIAZ afectando notablemente la eficiencia total del rotor debido a la fuerza impuesta por el motor para vencer su inercia.

Peso del rotor de Díaz: 4,5 kg

Peso del rotor propuesto: 6,9 kg

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Se logró caracterizar el rotor construido por medio de las curvas de desempeño.
- La eficiencia máxima lograda por el rotor fue de 30,51% del 62,96% esperado.
- Debido a que la construcción no cumple con la eficiencia esperada es importante establecer una metodología de construcción de rotores a partir de los parámetros de diseño.
- Los espesores propuestos en los planos del diseño elaborado por el proyecto [7] no tienen sustento teórico, razón por la cual el rotor quedó demasiado robusto afectando notablemente la eficiencia total del ventilador.
- Es recomendable establecer una metodología teórico experimental para la determinación de los espesores del rotor, ya que estos afectan sustancialmente la eficiencia del mismo.
- Es aconsejable realizar un rediseño o un mantenimiento en las instalaciones utilizadas para una mayor confiabilidad en los datos obtenidos.

7. BIBLIOGRAFÍA

[1] Orozco H, Carlos A. CAPITULO IV MÁQUINAS TÉRMICAS: ELEMENTOS [1] BÁSICOS DE DISEÑO DE TURBOMÁQUINAS 1, Pereira, Risaralda, Colombia:FIM-UTP. 1995.

[2] MASANA TARDA, José. Ventiladores y turbomáquinas. Barcelona. Marcombo, 1966.

[3] D BA. y. S. R. R. DIAZ ARIAS, «Diseño, construcción y pruebas de ventiladores centrífugos,» Pereira, 1995.

[4] C. A. OROZCO, «Conceptos acerca del diseño de ventiladores cetrífugos.,» Scienza et technica, pp. 45-50, 1995.

[5] L. Z. Z. W. Q. Songling WANG, «Optimization Research of Centrifugal Fan with,» de 2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, Wuhan; China, 2009.

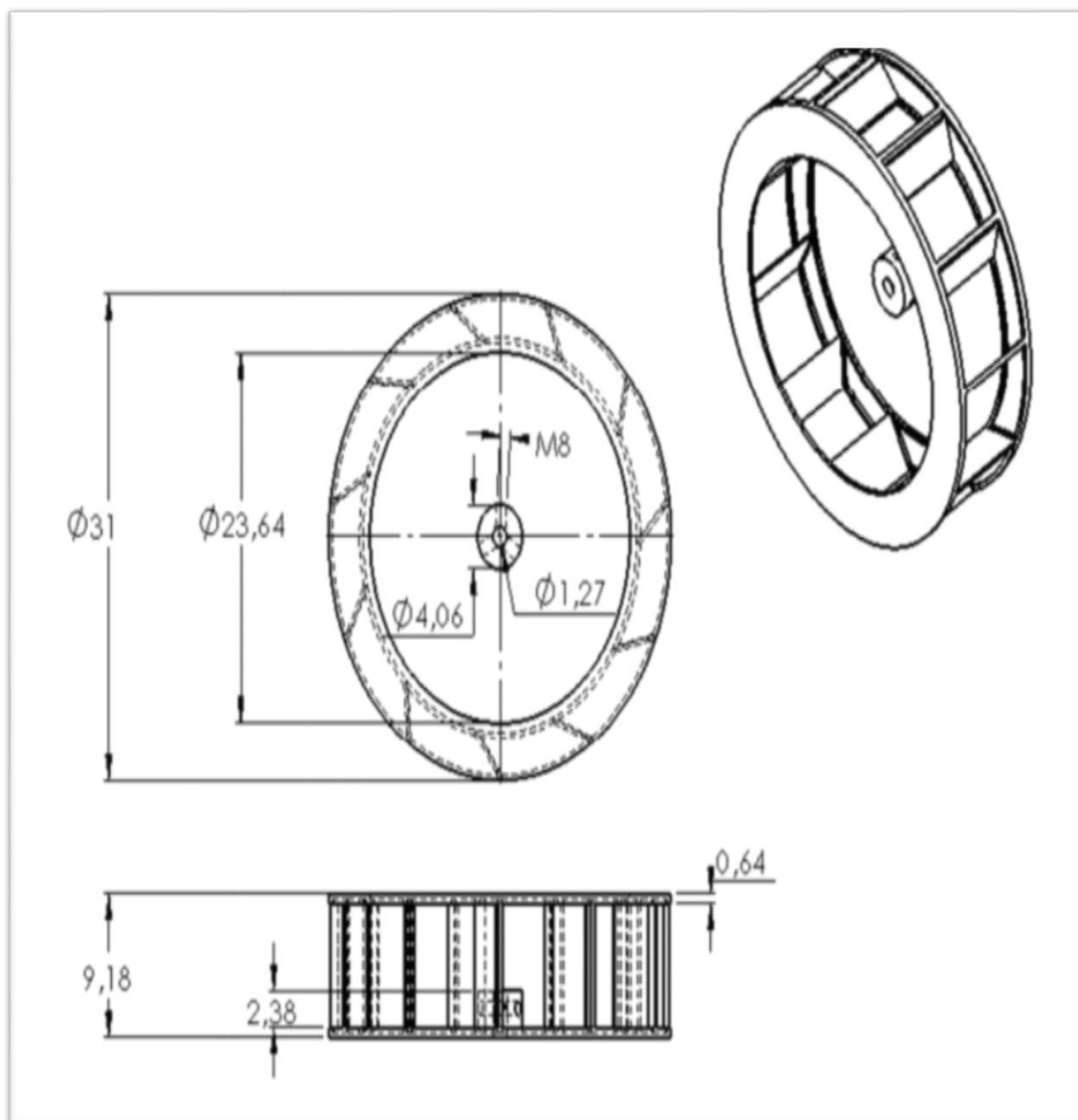
[6] QUINTERO RIAZA, Héctor Fabio «Balanceo de mecanismos y máquinas». en línea . 19 marzo 2018 disponible en: (http://blog.utp.edu.co/adriamec/files/2012/02/Balanceo_2011.pdf).

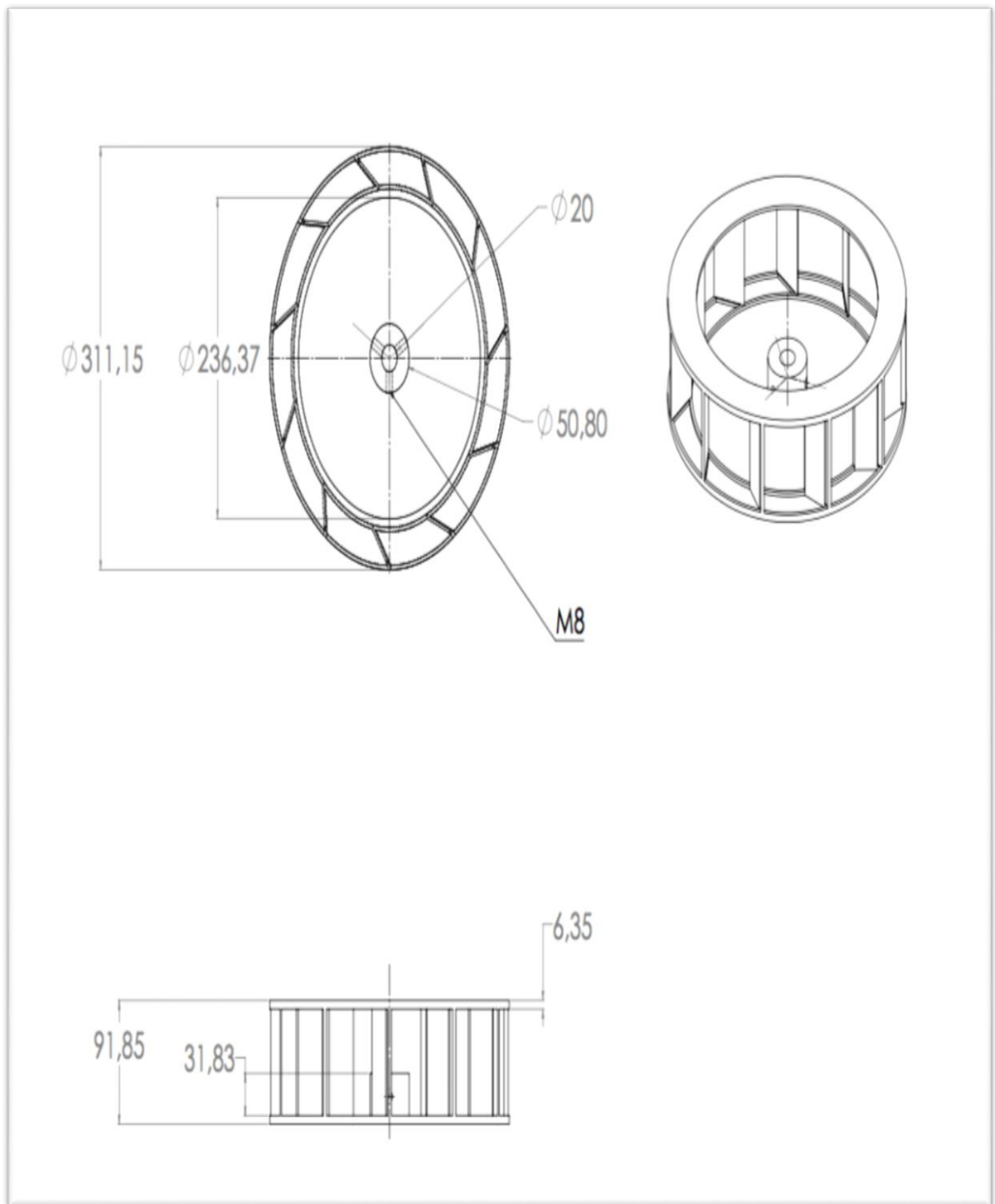
[7] MARÍN ESCOBAR, Nicolás «Diseño optimo y simulación de un ventilador centrífugo» Pereira 2016.

[8] H. y. M. V. W. A. ARAUJO BURBANO, «Diseño, construcción y pruebas de un rotor con perfiles aerodinámicos de un ventilador centrifugo» Pereira 2012.

8. ANEXOS

ANEXO [1]. Plano de rotor 11 álabes elaborado por Nicolás Marín





ANEXO [2]. Plano de fabricación del rotor.

